



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

JAAKKO PELTOLA
RENGASKONEEN HYDRAULIIKAN KEHITTÄMINEN

Kandidaatintyö

Tarkastaja: Jaakko Myllykylä
Palautettu: 13.11.2018

TIIVISTELMÄ

JAAKKO PELTOLA: Rengaskoneen hydrauliiikan kehittäminen (Improving hydraulics of tyre separator)

Tampereen teknillinen yliopisto

Kandidaatintyö, 25 sivua, 2 liitesivua

Marraskuu 2018

Konetekniikan kandidaatin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Kone- ja tuotantotekniikka

Tarkastaja: Jaakko Myllykylä

Avainsanat: hydrauliiikka, hydraulisylinteri, differentiaalikytkentä, rengaskone

Tässä kandidaatintyössä tarkastellaan kaivinkonekäyttöisen hydraulisen rengaskoneen hydrauliiikan kehittämistä rengaskoneen pääsylinterin liikenopeuden näkökulmasta. Nykyisen hydraulisylinterin toiminta on toivottua hitaampaa. Työssä tarkasteltavat mahdollisuudet liikenopeuden lisäämiseen ovat sylinterin uudelleenmitoitus sekä differentiaalikytken eli pikaliikkeen lisääminen sylinteriin.

Teorian osalta työssä käsitellään kaksitoimisen yksipuolisella männänvarrella varustetun hydraulisylinterin tärkeimpiä ominaisuuksia ja mitoitukseen liittyviä tekijöitä sekä differentiaalikytken, jolla voidaan lisätä sylinterin liikenopeutta. Teoriaosuuden jälkeen esitellään tarkastelun kohteena oleva rengaskone, jota käytetään auton vanteen ja renkaan erottamiseen. Työn käytännön osuudessa esitellään vaihtoehtoisen sylinterin mitoitus, minkä tarkoituksena on selvittää, voidaanko rengaskoneeseen valita nykyistä pienempi pääsylinteri. Sylinterin mitoitukseen liittyy oleellisesti sylinteriltä vaadittu voima. Tämä voima ei ollut tiedossa työtä aloitettaessa, joten työhön sisältyy käytännön mittaus, jossa selvitetään sylinteriltä vaadittu voima. Käytännön osuuteen sisältyy myös rengaskoneen nykyisen sylinterin ja työssä mitoitettun vaihtoehtoisen sylinterin vertailu.

Nykyisen ja vaihtoehtoisen sylinterin vertailun perusteella vaihtoehtoisen sylinterin liikenopeus ei ole oleellisesti nykyisen sylinterin liikenopeutta suurempi, mutta differentiaalikytken hyödyntäminen nykyisessä sylinterissä kasvattaa liikenopeutta huomattavasti. Nykyisen sylinterin liikenopeus on 0,064 m/s ja differentiaalikytkenällä kyseisen sylinterin liikenopeus on 0,160 m/s. Nykyisen ja vaihtoehtoisen sylinterin liikenopeudet differentiaalikytkenällä ovat yhtä suuret, koska sylintereiden männänvarren halkaisijat ovat yhtä suuret. Nykyisellä sylinterillä saavutetaan kuitenkin suurempi voima kuin vaihtoehtoisesella sylinterillä. Vaihtoehtoisen sylinterin pienempi voima saattaisi rajoittaa rengaskoneen mahdollisuutta käsitellä joitakin renkaita. Työn lopputuloksena ehdotetaan paineohjatun pikaliikeventtiilin lisäämistä pääsylinterille, jolloin liikenopeus on nykyistä suurempi silloin, kun sylinteriltä ei vaadita paljoa voimaa. Jos voimaa tarvitaan enemmän, pikaliikeventtiili ohjaa automaattisesti sylinterin paluuvirtauksen järjestelmän painelinjaan.

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	KAKSITOIMINEN HYDRAULISYLINTERI	2
2.1	Toimintaperiaate.....	2
2.2	Ominaisuudet	4
2.2.1	Voima.....	4
2.2.2	Liikenopeus	5
2.3	Nurjahdus	5
2.4	Differentiaalikytkenä.....	7
2.4.1	Kytkenän periaate	7
2.4.2	Vaikutus sylinterin ominaisuuksiin.....	8
2.4.3	Toteuttaminen	9
3.	RENGASKONE.....	11
3.1	Toiminta ja rakenne.....	11
3.2	Hydraulijärjestelmä	13
3.3	Hydrauliikan kehityskohde	14
4.	SYLINTERILTÄ VAADITUN VOIMAN MITTAUS	15
4.1	Mittausjärjestely	15
4.2	Mittaustulokset ja havainnot	15
5.	VAIHTOEHTOISEN SYLINTERIN MITOITUS	17
6.	SYLINTEREIDEN VERTAILU	20
7.	YHTEENVETO	22
	LÄHTEET.....	24

LIITE A: MITTAUSPÖYTÄKIRJA

LIITE B: MITTAUSTULOKSET

LYHENTEET JA MERKINNÄT

A	pinta-ala [m^2]
A_1	männän pinta-ala [m^2]
A_2	männän rengaspinta-ala [m^2]
A_3	männänvarren pinta-ala [m^2]
$A_{\text{lähtö}}$	työtä tekevälle kammiolle vastakkaisen kammion tehollinen pinta-ala [m^2]
A_{tulo}	työtä tekevän kammion tehollinen pinta-ala [m^2]
bar	baari, 1 bar = 0,1 MPa
C_n	varmuuskerroin
d_1	männän halkaisija [m]
d_2	männänvarren halkaisija [m]
E	kimmokerroin [Pa]
F	voima [N]
F_d	sylinterin voima differentiaalikytkenässä [N]
F_n	nurjahdusvoima [N]
I	neliömomentti [m^4]
l_R	reduoitu pituus [m]
p	paine [Pa]
$p_{\text{lähtö}}$	paine työtä tekevälle kammiolle vastakkaisessa kammiossa [Pa]
p_{tulo}	paine työtä tekevässä kammiossa [Pa]
Q	tilavuusvirta [m^3/s]
$Q_{\text{lähtö}}$	työtä tekevälle kammiolle vastakkaisesta kammioista poistuva tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{tulo}	työtä tekevään kammioon tuleva tilavuusvirta [m^3/s]
Q_d	sylinterin pluskammioon tuleva kokonaistilavuusvirta differentiaalikytkenässä [m^3/s]
v	sylinterin liikenopeus [m/s]
v_d	sylinterin liikenopeus differentiaalikytkenässä [m/s]
η_{hm}	hydromekaaninen hyötysuhde

1. JOHDANTO

Auton kierrätysprosessiin kuuluu eri materiaalien erottaminen toisistaan, jotta niitä voidaan hyödyntää esimerkiksi teollisuuden raaka-aineena tai energiana. Romutettavan auton vastaanoton ja rekisteristä poiston jälkeen materiaalien erottelu aloitetaan esikäsittelyvaiheella, jossa autosta poistetaan muun muassa käyttökelpoisia myytäviä osia, nesteet, akku, katalysaattori ja renkaat. Tämän jälkeen auto murskataan ja murskattu materiaali erotellaan. (Kierrätysjärjestelmä)

Esikäsittelyvaiheessa autosta poistetut renkaat tulee vielä erottaa vanteistaan, jotta renkaan ja vanteen materiaalit voidaan hyödyntää erikseen. Tässä työssä rengaskoneella tarkoitetaan laitetta, jonka avulla rengas voidaan erottaa vanteesta. Työssä tarkasteltava rengaskone on hydraulisen kaivinkoneen lisälaitte, jolla rengas ja vanne voidaan erottaa toisistaan täysin koneellisesti. Laite on suunniteltu pääasiassa henkilöautojen renkaille.

Tämän kandidaatintyön tarkoitus on tutkia rengaskoneen hydraulijärjestelmän kehitysmahdollisuuksia. Nykyisessä järjestelmässä ongelmana on rengaskoneen toivottua hitaampi toiminta. Rengaskoneen hydraulijärjestelmä liitetään osaksi rengaskonetta käyttävän kaivinkoneen hydraulijärjestelmää, joka määrittää käytettävissä olevan tilavuusvirran ja suurimman paineen. Tästä syystä kehitysmahdollisuudet rajoittuvat rengaskoneen hydrauliliikkakomponenttien mitoittamiseen ja kytkentöihin. Työssä tutkitaan mahdollisuutta muuttaa rengaskoneen pääsylinterin mitoittamista toiminnan nopeuttamiseksi. Tätä tarkastelua varten työhön liittyy myös käytännön mittaus, jonka tarkoitus on selvittää rengaskoneelta vaadittava voima. Lisäksi työssä tarkastellaan, miten pikaliiketoiminnon eli differentiaalikytkennän lisääminen rengaskoneen hydraulijärjestelmään vaikuttaa sen toimintaan.

Työn alussa esitellään aiheeseen liittyvää teoriaa. Teoriaosuus on rajattu käsittelemään kaksitoimisen yksipuolisella männänvarrella varustetun hydraulisylinterin toimintaa ja ominaisuuksia sekä sylinterin differentiaalikytkentää, joka mahdollistaa sylinterin liikkeenopeuden kasvattamisen hyödyntämällä sylinteristä poistuvaa tilavuusvirtaa. Teoriaosuu- den jälkeen työssä esitellään tarkastelun kohteena oleva rengaskone. Tämän jälkeen esitellään käytännön mittaus ja sen tulokset. Mittaustulosten perusteella voidaan selvittää pienin sylinteri, joka rengaskoneeseen voidaan valita. Tämän vaihtoehtoisen sylinterin mitoitus esitellään työssä seuraavana. Vaihtoehtoisen sylinterin mitoituksen jälkeen vertaillaan nykyisen ja vaihtoehtoisen sylinterin liikenopeuksia ja voimia sekä tarkastellaan differentiaalikytkennän vaikutusta sylinterien liikenopeuksiin. Työn lopussa kootaan yhteenveto työstä ja esitellään ehdotettu toimenpide rengaskoneen liikenopeuden kasvattamiseksi.

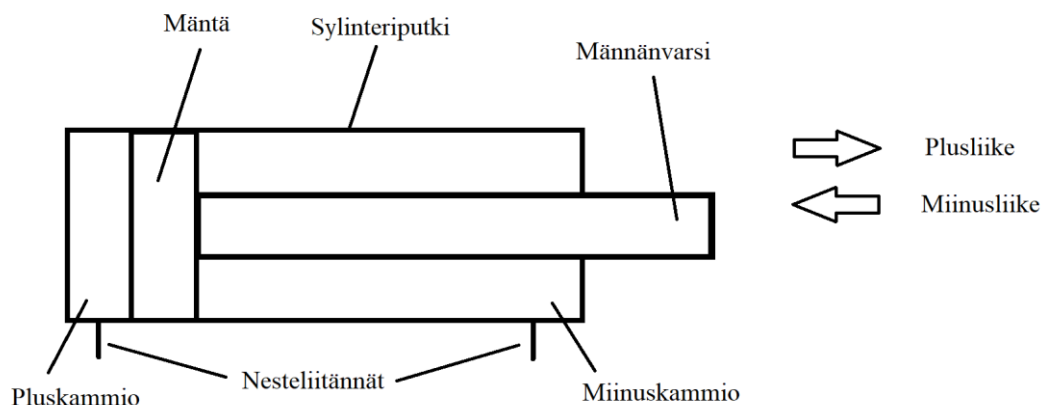
2. KAKSITOIMINEN HYDRAULISYLINTERI

Hydraulisyylinteri on hydraulinen toimilaite. Sen avulla hydraulijärjestelmän teho eli paine ja tilavuusvirta muutetaan lineaariliikkeeksi. Hydraulisyylinterit voidaan jakaa päätyypiltään yksitoimisiin ja kaksitoimisiin sylintereihin. Yksitoimisessa sylinterissä liike toteutetaan hydraulisesti vain yhteen suuntaan, kun kaksitoimisessa sylinterissä liike toteutetaan hydraulisesti molempiin suuntiin. Kaksitoimiset sylinterit voidaan jakaa rakenteensa perusteella vielä useisiin erilaisiin sylinterityyppeihin. Näistä yleisimmin käytetty on yksipuolisella männänvarrella varustettu sylinteri. (Hunt & Vaughan 1996, s. 95–96; Kauhanen et al. 2013, s. 78, 195, 198)

Tässä luvussa käsitellään kaksitoimisen yksipuolisella männänvarrella varustetun hydraulisyylinterin toimintaperiaatetta ja ominaisuuksia. Lisäksi luvussa esitellään nurjahdus, joka tulee huomioida sylinteriä valittaessa, sekä differentiaalikytkentä, jonka avulla voidaan kasvattaa kaksitoimisen sylinterin liikenopeutta.

2.1 Toimintaperiaate

Kaksitoimisessa yksipuolisella männänvarrella varustetussa hydraulisyylinterissä sylinterin männän toiselle puolelle on kiinnitetty männänvarsi. Mäntä ja männänvarsi muodostavat kokonaisuuden, joka liikkuu sylinteriputken sisällä. Sylinterin yksinkertaistettu rakenne on esitetty kuvassa 1.

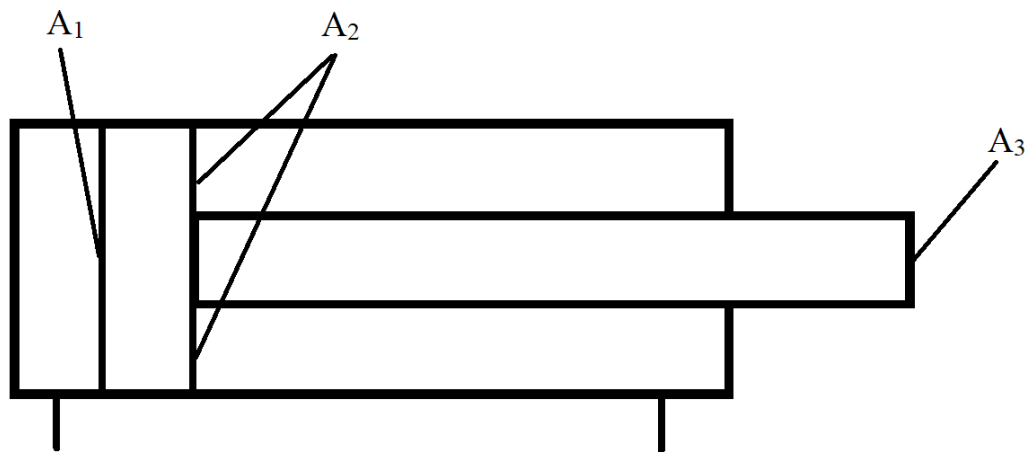


Kuva 1. Kaksitoimisen yksipuolisella männänvarrella varustetun hydraulisyylinterin yksinkertaistettu rakenne sekä liikesuunnat

Kuvassa 1 on esitetty myös sylinterin nesteliitännät, liikesuunnat ja kammiot. Hydraulijärjestelmän hydraulinen teho muutetaan lineaariseksi liikkeeksi tuomalla järjestelmän väliaineen tilavuusvirta toiselle sylinterin kahdesta nesteliitännästä, jotka ovat eri puolilla

mäntää. Männän sekä männänvarren liikettä ulospäin kutsutaan plusliikkeeksi, ja vastavasti niiden liikettä sisäänpäin kutsutaan miinusliikkeeksi (Mäkinen 1977, s. 141; SFS-ISO 5598 2000, s. 19). Sylinteriputken nestetilavuus jakautuu kahteen männän erottamaan osaan. Männänvarren puolista tilaa nimitetään miinuskammioiksi ja toista puolta pluskammioiksi (Kauranne et al. 2013, s. 195).

Sylinterin liikesuunta määräytyy sen perusteella, kumpaan kammioon tilavuusvirta tuodaan. Jos järjestelmän tilavuusvirta ohjataan pluskammioon, hydraulijärjestelmän paine vaikuttaa koko männän pluskammion puoleiseen pinta-alaan. Tällöin on kyse sylinterin plusliikkeestä. Miinuskammioon ohjatulla tilavuusvirralla puolestaan saadaan sylinteri miinusliikkeeseen. Hydraulijärjestelmän paine vaikuttaa tällöin männän miinuskammion puoleiseen rengaspinta-alaan. Tämä rengaspinta-ala muodostuu männän pinta-alasta, josta vähennetään männänvarren poikkileikkauksen pinta-ala. Kuvassa 2 on osoitettu sylinterin toimintaan vaikuttavat pinta-alat. Tässä työssä pinta-aloista käytetään seuraavia merkintöjä: A_1 on männän pinta-ala, A_2 männän rengaspinta-ala ja A_3 männänvarren pinta-ala.



Kuva 2. Sylinterin toimintaan vaikuttavat pinta-alat

Männän paineenalaisia pinta-aloja kutsutaan tehollisiksi pinta-aloiksi ja sylinterin kammiota, johon järjestelmän tilavuusvirta ohjataan, työtä tekeväksi kammioksi (Kauranne et al. 2013, s. 200). Plus- ja miinusliikkeiden tehollisten pinta-alojen erojen vuoksi yksipuolisella männänvarrella varustetun sylinterin plus- ja miinusliikkeistä saatavat voimat ja nopeudet ovat erisuuruisia, jos käytetään saman suuruista painetta ja tilavuusvirtaa (Mäkinen 1977, s. 144; Kauranne et al. 2013, s. 198).

2.2 Ominaisuudet

Keskeisiä asioita sylinterin toiminnassa ovat sen liikenopeus ja siltä saatava voima. Sylinterin voimaan vaikuttaa käytettävän hydraulijärjestelmän paine ja liikenopeuteen järjestelmän tuottama tilavuusvirta (Chapple 2014, s. 29). Järjestelmän paineen ja tilavuusvirran lisäksi sylinterin ominaisuuksiin vaikuttavat sylinterin pinta-alat sekä sylinterissä esiintyvät häviöt ja vuodot.

2.2.1 Voima

Ulkoinen kuormitus aiheuttaa sylinterin työtä tekevään kammioon paineen, joka riippuu kuormituksen sylinterille kohdistamasta voimasta ja työtä tekevän kammion tehollisesta pinta-alasta. Kuormituksen voittamiseksi eli kuorman kannattelemiseksi tai sen liikuttamiseksi vakionopeudella sylinterin tulee tuottaa kuormituksen voimaa vastaava vastakkaissuuntainen voima. (Hunt & Vaughan 1996, s. 42–43; Parr 2011, s. 118; Kauranne et al. 2013, s. 74–75)

Sylinteriltä saatava teoreettinen voima voidaan laskea kaavalla

$$F = pA, \quad (1)$$

jossa F on voima [N], p työtä tekevän kammion paine [Pa] ja A männän tehollinen pinta-ala [m²]. Todellisuudessa sylinterissä esiintyy kuitenkin häviöitä, jotka pienentävät sylinteriltä saatavaa voimaa. Näitä häviöitä ei ole huomioitu kaavassa (1). (Mäkinen 1977, s. 141; Barber 1986, s. 6; Hunt & Vaughan 1996, s. 43; Chapple 2014, s. 35)

Sylinterin häviöt ovat hydraulisia ja mekaanisia kitkahäviöitä, jotka kasvattavat ulkoisen kuormituksen voittamiseen vaadittavaa painetta. Häviöiden vaikutusta sylinteriltä saatavaan voimaan kuvataan hydromekaanisella hyötysuhteella η_{hm} , johon vaikuttavat muun muassa sylinterin liikenopeus, kammioden paineet ja tiivisteiden materiaali. Hyötysuhteen arvo vaihtelee tiivistemateriaalin mukaan 0,8:n ja 0,96:n välillä. Kun sylinterin häviöt huomioidaan, sen tuottama todellinen voima saadaan kaavalla

$$F = pA\eta_{hm}, \quad (2)$$

jossa η_{hm} on hydromekaaninen hyötysuhde. (Kauranne et al. 2013, s. 201–202)

Kaksitoimiselta sylinteriltä saatavaan voimaan vaikuttaa myös sylinterin paluupuolen eli työtä tekevälle kammiolle vastakkaisen kammion paine, joka kohdistaa paluupuolen kammion teholliseen pinta-alaan sylinterin työliikkeen voimalle vastakkaisen voiman. Kun paluupuolen paine otetaan huomioon, voidaan kaksitoimiselta sylinteriltä saatava todellinen voima laskea seuraavasti:

$$F = p_{tulo}A_{tulo}\eta_{hm} - p_{lähtö}A_{lähtö}. \quad (3)$$

Kaavassa (3) p_{tulo} on työtä tekevän kammion paine [Pa], A_{tulo} työtä tekevän kammion tehollinen pinta-ala [m^2], $p_{lähtö}$ paluupuolen kammion paine [Pa] ja $A_{lähtö}$ paluupuolen kammion tehollinen pinta-ala [m^2]. (Barber 1986, s. 7–8; Hunt & Vaughan 1996, s. 100; Kauranne et al. 2013, s. 201; Chapple 2014, s. 36)

Sylinterillä saavutettavan suurimman voiman määrittää järjestelmän paineenrajoitusventtiilin avautumispaine. Jos paine sylinterissä kasvaa avautumispaineen tasolle, paineenrajoitusventtiili avautuu. Tällöin paine sylinterissä ei enää pääse nousemaan, joten sylinterin tuottama voimakkaan ei suurene. (Wolansky & Akers 1990, s. 119; Hunt & Vaughan 1996, s. 43)

2.2.2 Liikenopeus

Sylinterin liikenopeuteen vaikuttavat sylinterille tuotu tilavuusvirta sekä työtä tekevän kammion tehollinen pinta-ala. Liikenopeus voidaan laskea kaavalla

$$v = \frac{Q}{A}, \quad (4)$$

jossa v on sylinterin liikenopeus [m/s], Q työtä tekevään kammioon tuotu tilavuusvirta [m^3/s] ja A työtä tekevän kammion tehollinen pinta-ala [m^2]. (Mäkinen 1977, s. 144; Hunt & Vaughan 1996, s. 99; Kauranne et al. 2013, s. 200)

Kaava (4) pätee häviöttömälle sylinterille, jossa ei esiinny vuotoja. Todellisuudessa sylintereissä kuitenkin esiintyy vuotoja, jotka pienentävät sylinterin liikenopeutta. Vuotojen määrään vaikuttavat sylinterin tiivisteet, kammiodien paineet sekä liikenopeus. Sylinterin liikenopeutta laskettaessa vuodot huomioidaan volumetrisella hyötysuhteella. Kun sylinterissä käytetään tiivisteitä, jotka ovat jatkuvassa kosketuksessa sylinteriputkeen ja männänvarteen, vuodot voidaan olettaa merkityksettömiksi ja hyötysuhteen arvoksi likimain 1, joten laskuissa voidaan käyttää kaavaa (4). (Kauranne et al. 2013, s. 200–201)

Kaavasta (3) havaitaan, että sylinterin plusliikkeen tuottama voima on miinusliikkeen voimaa suurempi, koska plusliikkeellä tehollinen pinta-ala on suurempi kuin miinusliikkeellä. Kaavasta (4) puolestaan huomataan, että sylinterin liikenopeus on miinusliikkeellä suurempi kuin plusliikkeellä, koska nyt miinusliikkeen pienempi tehollinen pinta-ala vaikuttaa liikenopeuteen sitä kasvattavasti. Plusliikettä tarkasteltaessa voidaan siis todeta, että pienellä sylinterillä saavutetaan suurempi liikenopeus kuin suuremmalla, mutta suuremmalla sylinterillä saavutetaan suurempi voima kuin pienemmällä.

2.3 Nurjahdus

Sylinteriä valittaessa männänvarsi tulee mitoittaa siten, että se kestää siihen kohdistuvan aksiaalisen kuormituksen nurjahtamatta. Nurjahtaessa männänvarsi taipuu siten, että se

ei enää palaudu alkuperäiseen muotoonsa vaan vaurioituu pysyvästi (Salmi & Pajunen 2010, s. 271–272).

Nurjahdusvoima F_n eli voima, jonka männänvarsi kestää nurjahtamatta, voidaan laskea kaavalla

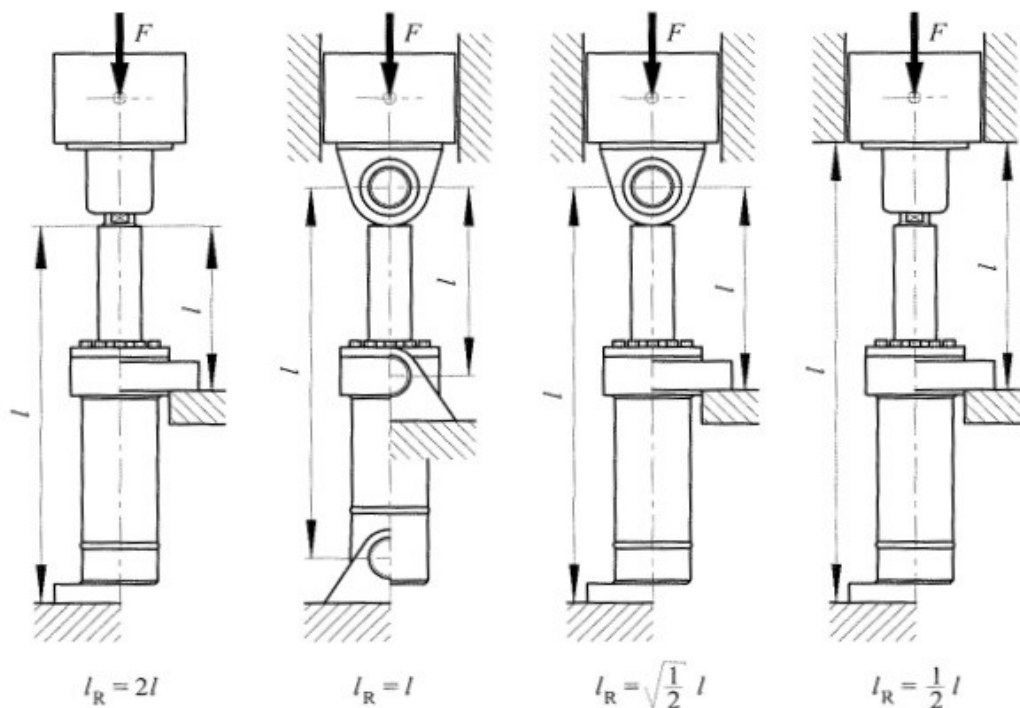
$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{l_R^2}, \quad (5)$$

jossa E on männänvarren materiaalin kimmokerroin [Pa], I poikkileikkauksen neliömomentti [m^4] ja l_R sylinterin rakenteen redusoitu pituus [m] (Barber 1986, s. 108; Salmi & Pajunen 2010, s. 277; Kauranne et al. 2013, s. 205). Neliömomentin arvo männänvarren pyöreälle poikkileikkaukselle lasketaan kaavalla

$$I = \frac{\pi d_2^4}{64}, \quad (6)$$

jossa d_2 on männänvarren halkaisija [m] (Barber 1986, s. 108; Mäkelä et al. 2008, s. 145; Meerkamm 2014, s. 230).

Sylinterin redusoituun pituuteen eli nurjahduspituuteen vaikuttavat sen kiinnitystavat ja iskunpituus. Kuvassa 3 on esitetty, miten sylinterin redusoitu pituus voidaan määrittää erilaisilla kiinnitystavoilla.



Kuva 3. Sylinterin redusoidun pituuden määrittäminen (Kauranne et al. 2013, s. 205)

Sylinterin suurinta sallittua kuormitusta laskettaessa käytetään usein varmuuskerrointa, jonka suuruus riippuu sovelluskohteesta. Teollisuudessa varmuuskerroin on tavallisesti 3–5 ja liikkuvassa kalustossa 2–4. Kun varmuuskerroin otetaan huomioon, nurjahdusvoiman kaava (5) saa muodon

$$F_N = \frac{\pi^2 EI}{C_n l_R^2}, \quad (7)$$

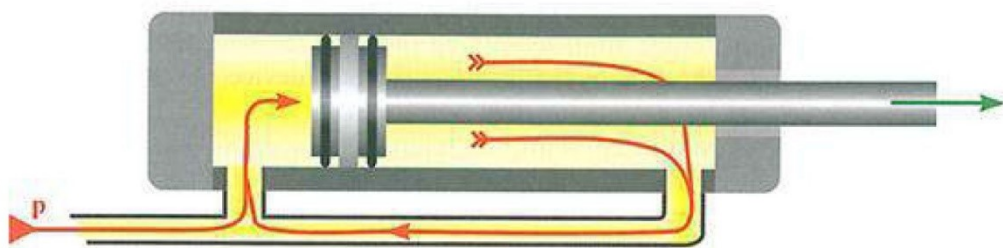
jossa C_n on varmuuskerroin. (Kauranne et al. 2013, s. 205–206)

2.4 Differentiaalikytkentä

Hydrauliikassa differentiaalikytkentä tarkoittaa kaksitoimisen yksipuolisella männänvarrella varustetun sylinterin paluuvirtauksen liittämistä sylinterin pluskammion tilavuusvirtaan plusliikkeen aikana, mikä kasvattaa sylinterin liikenopeutta. Differentiaalikytkentä mahdollistaa sylinterin liikenopeuden lisäämisen kasvattamatta hydraulijärjestelmän pumpun tuottoa (Yeaple 1984, s. 85–86).

2.4.1 Kytkennän periaate

Kaavasta (4) nähdään, että sylinterin liikenopeuteen vaikuttaa sille tuotu tilavuusvirta. Differentiaalikytkennässä sylinterin miinuskammion plusliikkeen aikana poistuva tilavuusvirta ohjataan järjestelmän paluulinjan ja säiliön sijaan sylinterin pluskammion tulevaan painelinjaan kuvan 4 mukaisesti. Tämä kasvattaa sylinterin pluskammioon tulevaa tilavuusvirtaa, kun sylinteriltä poistuva tilavuusvirta ja järjestelmän tuottama tilavuusvirta painelinjassa yhdistyvät. Tilavuusvirran kasvu puolestaan lisää sylinterin liikenopeutta. (Mäkinen 1977, s. 149–150; Yeaple 1984, s. 85–86; Popescu et al. 2016)



Kuva 4. Differentiaalikytkennän periaate (Popescu et al. 2016, s. 21)

Järjestelmän tuottaman tilavuusvirran ja sylinterin paluuvirtauksen summautuminen perustuu sähkötekniikan Kirchhoffin I lakiin, jonka mukaan putkiristeykseen tulevien tilavuusvirtojen summa on sama kuin siitä lähtevien tilavuusvirtojen summa. Sähkötekniikka ja hydrauliikka ovat analogiset siten, että sähkötekniikan virtaa vastaa tilavuusvirta ja jännitettä paine. (Kauranne et al. 2013, s. 36)

2.4.2 Vaikutus sylinterin ominaisuuksiin

Sylinterin plusliikkeen aikana miinuskammioista poistuu tilavuusvirta, jonka suuruus voidaan laskea kaavalla

$$Q_{\text{lähtö}} = v_d A_2, \quad (8)$$

jossa $Q_{\text{lähtö}}$ on sylinteristä poistuva tilavuusvirta [m^3/s] ja v_d sylinterin liikenopeus differentiaalikytkennässä [m/s]. Jos putkiristeykseen tulevat hydraulijärjestelmän pumpun tuottama tilavuusvirta Q_{tulo} [m^3/s] ja sylinterin miinuskammioista poistuva tilavuusvirta, Kirchhoffin I lain mukaan risteyksestä poistuvalla tilavuusvirralla eli sylinterin pluskammioon tulevalle tilavuusvirralla Q_d [m^3/s] pätee kaava $Q_d = Q_{\text{tulo}} + Q_{\text{lähtö}}$. Tämä kaava voidaan kirjoittaa myös muodossa

$$v_d A_1 = Q_{\text{tulo}} + v_d A_2. \quad (9)$$

Kun ratkaistaan sylinterin liikenopeus kaavasta (9), saadaan muoto

$$v_d = \frac{Q_{\text{tulo}}}{A_1 - A_2}, \quad (10)$$

jolla voidaan laskea sylinterin liikenopeus differentiaalikytkennässä. (Holzbock 1968, s. 189–190; Hunt & Vaughan 1996, s. 99; Kauranne et al. 2013, s. 33, 37–38)

Differentiaalikytkennässä sylinterin kammiot ovat yhteydessä toisiinsa, joten niissä on sama paine. Miinuskammiossa väliaineen paine vaikuttaa männän rengaspinta-alaan kohdistuen mäntään plusliikkeelle vastakkaisen voiman. Pluskammiossa tehollinen pinta-ala on kuitenkin suurempi, joten sylinterin tuottama kokonaisvoima on plusliikkeen suuntainen. Sylinteriltä saatava voima on kuitenkin pienempi kuin tilanteessa, jossa sylinteristä poistuva tilavuusvirta ohjataan paluulinjaan. (Henke 1970, s. 77; Yeaple 1984, s. 86)

Sylinterin voima differentiaalikytkennässä voidaan laskea kaavalla $F_d = F_1 - F_2$, jossa F_d on sylinterin kokonaisvoima [N], F_1 pluskammion teholliseen pinta-alaan kohdistuva voima [N] ja F_2 miinuskammion teholliseen pinta-alaan kohdistuva voima [N]. Tämä kaava voidaan kirjoittaa myös muodossa

$$F_d = p A_1 - p A_2 = p(A_1 - A_2), \quad (11)$$

jossa p on sylinterin molemmissa kammioissa vallitseva paine [Pa].

Kaavoista (10) ja (11) huomataan, että differentiaalikytkennässä työliikkeen tehollinen pinta-ala $A_1 - A_2$ vastaa männänvarren poikkipinta-alaa A_3 . Kaava (10) voidaan siis kirjoittaa muodossa

$$v_d = \frac{Q_{\text{tulo}}}{A_3} \quad (12)$$

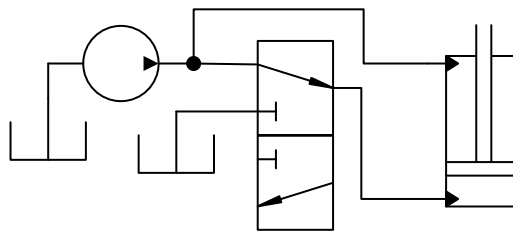
ja kaava (11) muodossa

$$F_d = pA_3. \quad (13)$$

Kaavasta (12) havaitaan, että differentiaalikytkennällä pienellä männänvarrella varustetun sylinterin liikenopeus on suurempi kuin suuremmalla männänvarrella varustetun muuten vastaavanlaisen sylinterin liikenopeus. Kaavasta (13) puolestaan havaitaan, että pienemmällä männänvarrella varustetun sylinterin voima on pienempi kuin suuremmalla männänvarrella varustetun sylinterin. (Holzbock 1968, s. 189–190; Henke 1970, s. 77; Yeaple 1984, s. 86)

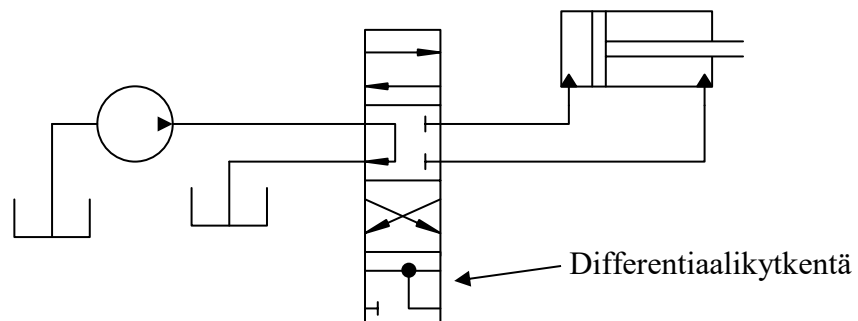
2.4.3 Toteuttaminen

Differentiaalikytkentä voidaan toteuttaa liittämällä sylinterin miinuskammio kiinteästi hydraulijärjestelmän painelinjaan kuvan 5 mukaisesti. Tällöin sylinterin plusliike hyödyntää aina differentiaalikytkentää. Kuvan 5 kytkennässä suuntaventtiilillä ohjataan vain sylinterin liikesuuntaa.



Kuva 5. *Differentiaalikytketty sylinteri (mukaillen Holzbock 1968, s. 189)*

Kuvassa 6 differentiaalikytkentä on toteutettu suuntaventtiilin avulla. Tällöin sylinteriä voidaan tarvittaessa käyttää ilman differentiaalikytkentää.

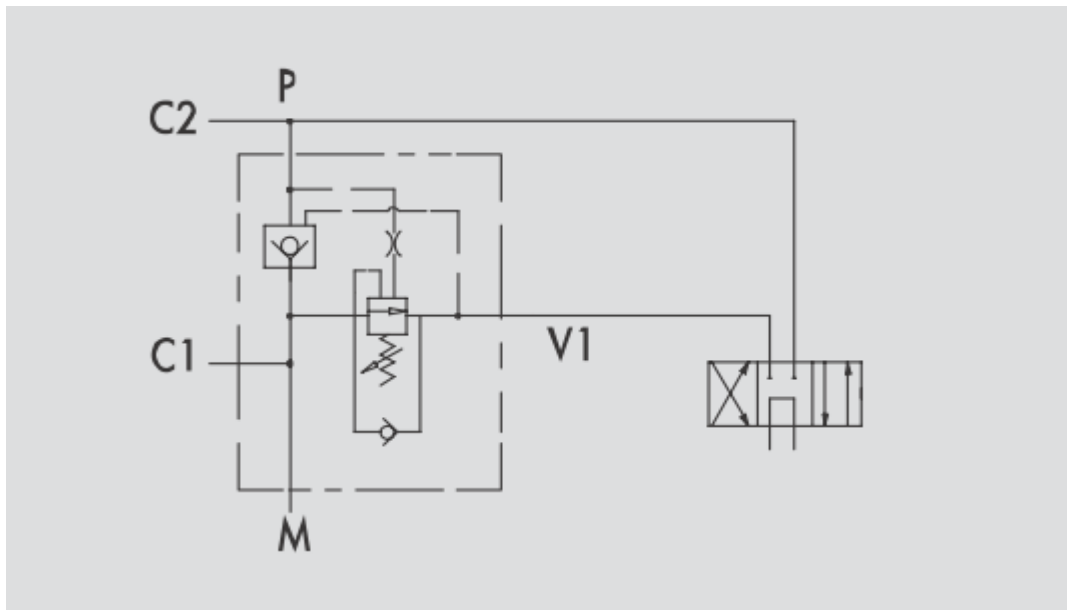


Kuva 6. *Sylinterin kytkentä suuntaventtiilillä, joka mahdollistaa differentiaalikytkennän (mukaillen Henke 1970, s. 77)*

Kuvan 5 kytkentä eroaa kuvan 6 kytkennästä siten, että kuvan 6 kytkennässä sylinterin miinuskammiota ei ole yhdistetty kiinteästi hydraulipumpulta tulevaan painelinjaan vaan

miinuskammista poistuva tilavuusvirta voidaan suuntaventtiilin avulla ohjata joko painelinjaan tai paluulinjaan. Kuvan 6 kaltaista kytkentää voidaan käyttää hydraulisissa sovelluksissa, joissa osa sylinterin plusliikkeestä tehdään ilman ulkoista kuormitusta esimerkiksi puristimella työkohdetta lähestyttäessä. Tällöin sylinterin kuormittamaton liike saadaan toteutettua nopeammin, ja kun sylinteriltä vaaditaan voimaa ulkoisen kuormituksen voittamiseksi, sylinterin paluuvirtaus voidaan ohjata pluskammion sijaan järjestelmän paluulinjaan (Yeaple 1984, s. 86).

Differentiaalikytkeä voidaan vaihtaa sylinterin tavalliseen käyttöön myös automaattisesti sylinterin paineen noustessa esimerkiksi paineohjatulla pikaliikeventtiilillä. Normaalisti pikaliikeventtiili ohjaa sylinterin miinuskammista poistuvan tilavuusvirran pluskammioon. Kun ulkoisen kuormituksen aiheuttama paine sylinterin pluskammiossa nousee pikaliikeventtiilille asetetun asetuspaineen tasolle, venttiili ohjaa poistuvan virtauksen paluulinjaan. Tällöin sylinterin liike hidastuu, mutta siltä saatava voima kasvaa. Kun sylinterin pluskammion paine laskee, pikaliikeventtiili palauttaa differentiaalikytken käyttöön. (Pippenger 1984, s. 79–83)



Kuva 7. Pikaliikeventtiilin kytkentä (*Regenerative Valve Technical Datasheet*)

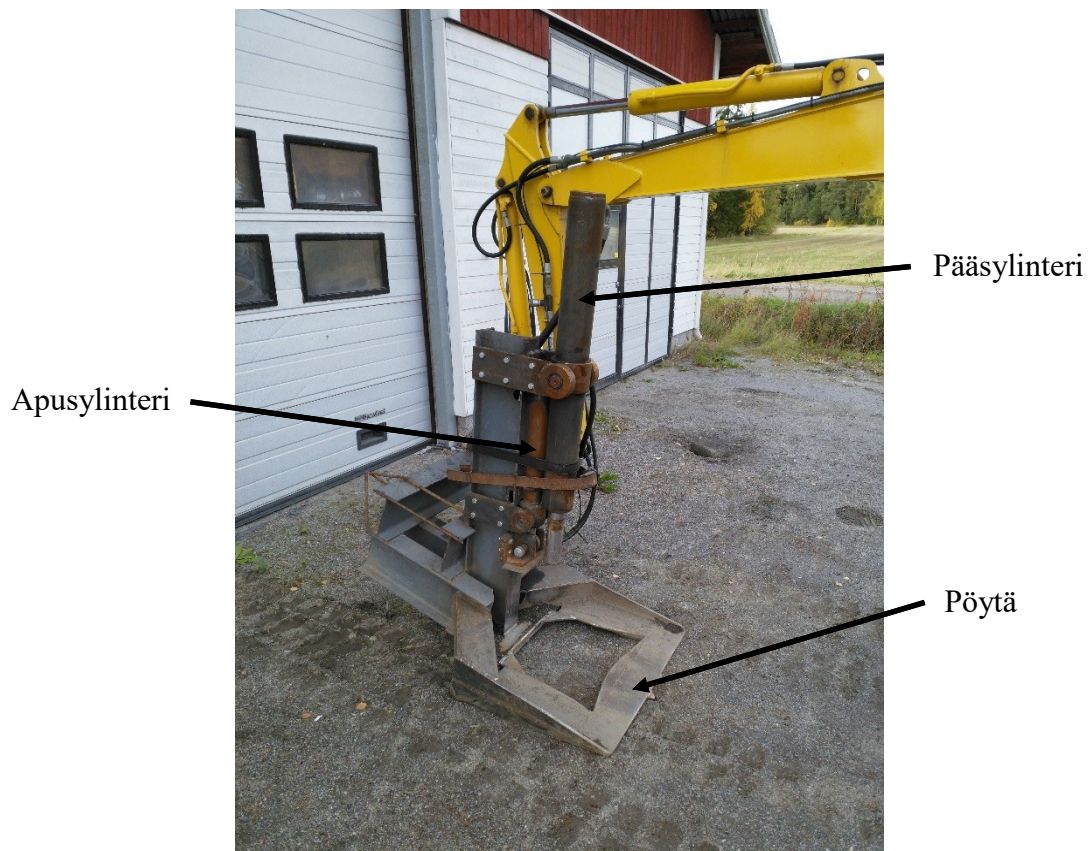
Kuvassa 7 on esitetty erään valmistajan pikaliikeventtiilin kytkentä. Portti C2 kytketään sylinterin pluskammioon ja C1 miinuskammioon. Kun tilavuusvirta ohjataan pluskammioon, miinuskammista poistuva tilavuusvirta tulee venttiiliin portista C1. Jos painelinjan paine on pikaliikeventtiilin asetuspainetta pienempi, miinuskammista tuleva tilavuusvirta ohjautuu paineohjatun vastaventtiilin kautta painelinjaan ja edelleen sylinterin pluskammioon portista C2. Jos painelinjan paine puolestaan nousee asetuspainetta suuremmaksi, virtaustie porttiin V1 aukeaa ja miinuskammista poistuva tilavuusvirta ohjautuu järjestelmän paluulinjaan. Porttiin M voidaan kytkeä painemittari. (*Regenerative Valve Technical Datasheet*)

3. RENGASKONE

Tässä työssä käsiteltävä rengaskone on kaivinkoneen lisälaitte, jolla auton rengas ja vanne erotetaan toisistaan. Erottamisessa rengas ja vanne vaurioituvat käyttökelvottomiksi, joten rengaskoneella käsitellään kierrätettäviä renkaita ja vanteita. Rengaskoneen pääasiallinen käyttötarkoitus onkin romutettavista autoista irrotettujen renkaiden ja vanteiden erottaminen, jotta niiden materiaalit voidaan kierrättää erikseen. Tässä luvussa esitellään rengaskoneen toiminta, rakenne ja hydraulijärjestelmä. Lisäksi luvussa esitellään tässä työssä tarkasteltava rengaskoneen hydraulijärjestelmän kehityskohde.

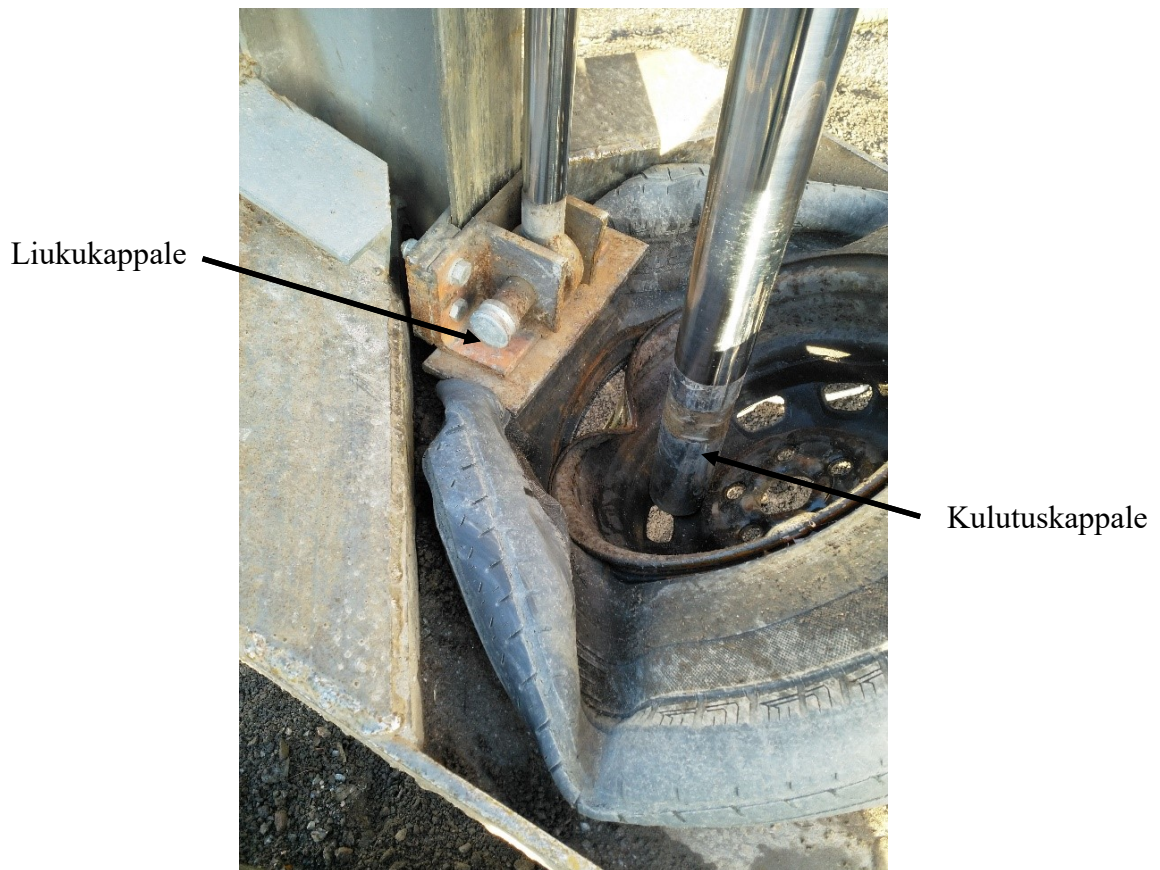
3.1 Toiminta ja rakenne

Rengaskone on kaivinkoneen lisälaitte, mikä mahdollistaa renkaiden täysin koneellisen käsittelyn. Käsiteltävä rengas voidaan ottaa rengaskoneeseen pöydälle kaivinkoneen avulla. Lisäksi kaivinkoneella voidaan lajitella rengas ja vanne omille keräyslavoilleen. Kuvassa 8 on rengaskone kiinnitettynä kaivinkoneen puomin päähän. Kuvassa on myös esitetty rengaskoneen tärkeimmät osat, jotka ovat pääsylinteri, apusylinteri ja pöytä.



Kuva 8. Rengaskone ja sen tärkeimmät osat

Rengasta ja vanteetta erotettaessa rengas otetaan pöydän päälle siten, että vanteen etupuoli on pöytää vasten. Rengas painetaan apusylinterillä pöytää vasten, jolloin se pysyy paikoillaan käsittelyn aikana. Vanne irrotetaan painamalla se pääsylinderin avulla pöydässä olevasta aukosta. Aukon muotoilun ansiosta rengaskoneella voidaan irrottaa erikokoisia vanteita säätämättä aukon kokoa. Vanne voidaan pudottaa suoraan keräyslavalla pitämällä rengaskonetta lavan yläpuolella, kun vanne irrotetaan. Tämän jälkeen rengas voidaan pudottaa omalle keräyslavalleen palauttamalla apusylinteri. Kuvassa 9 näkyy, miten pääsylinteri painaa vanteetta pois renkaalta. Kuvassa näkyy myös, miten apusylinteri on painanut renkaan pöytää vasten.



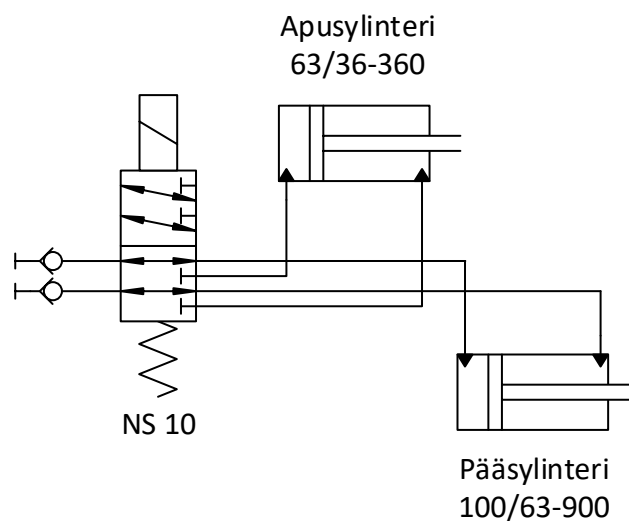
Kuva 9. Renkaan ja vanteen erottaminen rengaskoneella

Pääsylinteri on kiinnitetty rengaskoneen runkoon niveltappiliitoksella, joka mahdollistaa sylinterin liikkeen. Liikkeen ansiosta männänvarren pää hakeutuu käsiteltävän vanteen sisällä sopivaan kohtaan. Myös tämä ominaisuus mahdollistaa erikokoisten renkaiden ja vanteiden käsittelyn. Pääsylinderin männänvarren päässä on kiertein kiinnitetty kulutuskappale, jonka tarkoitus on suojata männänvarrtta vaurioitumiselta. Myös apusylinteri on kiinnitetty runkoon niveltappikiinnityksellä, mutta sen liike on rajoitettu kiinnittämällä männänvarsi liukukappaleeseen, joka liukuu rungon I-palkin laippaa vasten. Liukukappale on osa, jolla apusylinteri painaa renkaan pöytää vasten. Kuvaan 9 on merkitty pääsylinderin kulutuskappale ja apusylinderin liukukappale.

3.2 Hydraulijärjestelmä

Rengaskoneen oma hydraulijärjestelmä sisältää vain hydraulisylinterit ja niiden ohjaamisessa tarvittava venttiili sekä letkut ja liittimet. Rengaskonetta käytetään Komatsu PC10-7 -kaivinkoneella, jonka hydraulijärjestelmään se liitetään pikaliittimillä. Rengaskonetta voidaan käyttää myös muilla samantyyppisillä kaivinkoneilla. Tällä hetkellä käytettävän kaivinkoneen hydraulijärjestelmän maksimipaine on 160 bar. Hydraulipumpun tuotto on 30 l/min pumppua pyörittävän dieselmoottorin normaalissa käytössä käytettävällä pyörimisnopeudella.

Rengaskoneen hydraulijärjestelmässä on kaksi kaksitoimista yksipuolisella männänvarrella varustettua sylinteriä. Sylintereitä ohjataan kaivinkoneen ohjaamosta kaksisuuntaisella polkimella. Samalla polkimella ohjataan molempia sylintereitä. Normaalisti polkimella ohjataan rengaskoneen pääsylinteriä. Apusylinteriä voidaan ohjata pitämällä kaivinkoneen ohjaussauvassa olevaa painonappia painettuna. Painonapilla ohjataan rengaskoneessa olevaa sähköohjattua suuntaventtiiliä, jonka asento määrää polkimella käytettävän sylinterin. Varsinainen suuntaventtiili, jolla ohjataan sylintereiden liikesuuntaa, on kaivinkoneen hydraulijärjestelmässä.



Kuva 10. Rengaskoneen hydraulikaavio

Kuvassa 10 on esitetty rengaskoneen hydraulikaavio, joka on laadittu tämän työn tekemisen yhteydessä. Hydraulikaaviossa on rengaskoneen sylinterit, sylintereitä ohjaava sähköohjattu suuntaventtiili sekä pikaliittimet, jotka liitetään kaivinkoneen puomissa oleviin liittimiin.

3.3 Hydrauliiikan kehityskohde

Käyttökokemusten perusteella rengaskoneen pääsylinterin liikenopeus erityisesti plusliikkeessä on toivottua hitaampi. Liikenopeuden lisääminen kasvattaa rengaskoneen tehokkuutta sekä käyttömukavuutta. Pääsylinterin nopeuteen vaikuttaa oleellisesti käytettävän kaivinkoneen hydraulijärjestelmän tuottama tilavuusvirta, joten liikenopeutta voitaisiin kasvattaa tekemällä muutoksia kaivinkoneen hydraulijärjestelmään. Rengaskonetta saatetaan kuitenkin tulevaisuudessa käyttää myös muilla kaivinkoneilla, joten liikenopeuden lisäämisen tarkastelu rajataan rengaskoneen hydraulijärjestelmään tehtäviin muutoksiin.

Yksi mahdollisuus liikenopeuden lisäämiseen on valita pääsylinteriksi pienempi sylinteri. Tällöin tulee varmistaa, että pienemmällä sylinterillä voidaan saavuttaa riittävä voima renkaan ja vanteen erottamiseen. Lisäksi tulee huomioida sylinterin nurjahduskestävyys. Toinen mahdollisuus lisätä liikenopeutta on lisätä nykyiseen sylinteriin pikaliikeventtiili, joka hyödyntää sylinterin paluuvirtausta plusliikkeen aikana.

Rengaskoneen nykyisen pääsylinterin halkaisija on 100 mm ja männänvarren halkaisija 63 mm. Sylinterin iskunpituus on 900 mm ja männänvarsi kulutuskappaleineen tulee 230 mm ulos sylinterin etupäädystä sylinterin ollessa ajettuna kokonaan sisään. Sylinterin kiinnitystapit ovat 500 mm etäisyydellä etupäädystä. Nämä pituudet vaikuttavat sylinterin nurjahduspituuteen, joka on huomioitava vaihtoehtoisen sylinterin mitoituksessa, kun vaihtoehtoisen sylinterin lähtökohtana on nykyisen sylinterin kanssa samantyyppinen sylinteri. Ainoastaan männän ja männänvarren halkaisijoita voidaan muuttaa.

4. SYLINTERILTÄ VAADITUN VOIMAN MITTAUS

Rengaskoneen vaihtoehtoisen pääsylinterin mitoitusta varten tulee selvittää, kuinka suuri voima renkaan ja vanteen erottamiseen tarvitaan. Tässä luvussa esitellään nykyisellä sylinterillä suoritettu mittaus, jossa mitattiin sylinterin työtä tekevän kammion painetta ja paluupuolen painetta rengasta irrotettaessa. Sylinterin kammioiden paineiden ja tehollisten pinta-alojen perusteella voidaan laskea renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittava voima. Mittauksen perusteella arvioidaan sopiva voima vaihtoehtoisen sylinterin mitoitukseen.

4.1 Mittausjärjestely

Mittaukseen valittiin henkilöauton renkaita, joiden tuumakoko oli 13–16, sekä 14-tuumaisia vahvistettuja renkaita, joita käytetään esimerkiksi paketti- ja asuntoautoissa. Jokaisesta rengaskoosta valittiin satunnaisesti 6 rengasta. Lisäksi mittaukseen sisällytettiin 16-tuumainen vahvistettu kevytkuorma-auton rengas, joka ei ole tavanomainen rengaskoneella käsiteltävä rengas. Sen irrottamiseen tarvittava voima päätettiin mitata, koska sen arvioitiin olevan vaativimpia renkaita, joita rengaskoneella voidaan käsitellä. Mittauspöytäkirjaan kirjattiin mitattavan renkaan vanteen tuumakoko sekä merkittiin, jos se oli vahvistettu rengas. Mittauspöytäkirja on liitteessä A.

Pääsylinterin työtä tekevän kammion eli pluskammion paine mitattiin painelinjaan liitettyllä digitaalisella painemittarilla, joka säilyttää huippupaineen muistissaan, kunnes mittari nollataan. Digitaalinen painemittari näytti paineen 0,1 baarin tarkkuudella. Paluupuolen paine mitattiin analogisella painemittarilla, joka oli liitetty sylinterin paluulinjaan. Analogisesta painemittarista paine saatiin luettua 2,5 baarin tarkkuudella. Kunkin työjakson huippupaine ja paluupuolen paine kirjattiin mittauspöytäkirjaan, joka on liitteessä A. Digitaalinen painemittari nollattiin ennen uuden renkaan mittaamista. Paluupuolen paine täytyi lukea mittarista vanteen irrottamisen aikana, joten mittauksen suorittamiseen tarvittiin kaksi henkilöä.

4.2 Mittaustulokset ja havainnot

Liitteen A mittauspöytäkirjassa on kunkin renkaan irrottamisessa mitatut paineet plus- ja miinuskammioissa. Kaavalla (3) voidaan laskea sylinterin tuottama kokonaisvoima plusliikkeen suuntaan eli voima, joka vaaditaan renkaan ja vanteen erottamiseen. Kaavassa (3) p_{tulo} on nyt sylinterin pluskammion paine ja $p_{lähtö}$ miinuskammion paine. Männän ja männänvarren halkaisijat tunnetaan, joten männän pinta-ala A_{tulo} ja rengaspinta-ala $A_{lähtö}$ voidaan laskea. Sylinterin hydromekaanista hyötysuhdetta ei tunneta, joten käytetään las-

kuissa arvoa $\eta_{hm} = 1$. Tällöin renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittava voima on todellisuudessa laskettua pienempi, koska osa sylinterin tuottamasta voimasta kuluu häviöiden voittamiseen.

Liitteessä B on mitattujen paineiden perusteella lasketut sylinterin tuottamat voimat kunkin renkaan irrottamisessa. Lisäksi liitteessä on sylinterin lasketut pinta-alat A_1 , A_2 ja A_3 . Nykyisen pääsylinterin männän halkaisija on 100 mm ja männänvarren halkaisija 63 mm.

Mittauksen perusteella renkaan irrottamiseen tarvittava voima on 23,2–82,2 kN, jos 16-tuumaisen vahvistetun renkaan käsittelyä ei huomioida. Sylinterin huippupaine puolestaan oli 43,1–116,7 bar ja paluupuolen paine 20–25 bar. 16-tuumaisen vahvistetun renkaan irrottamiseen tarvittava voima on 112,5 kN. Sylinterin huippupaine oli tällöin 155,3 bar, mikä on jo lähellä kaivinkoneen hydraulijärjestelmän maksimipainetta 160 bar.

Taulukossa 1 on kunkin varsinaisesti mitatun vannekoon keskiarvo renkaan irrottamiseen tarvittavasta voimasta. Taulukon 1 tiedoista huomataan, että vannekoon suurentuessa tarvittava voima kasvaa hieman. Liitteen B taulukosta havaitaan kuitenkin, että tarvittava voima vaihteli huomattavasti saman kokoisilla vanteilla. Esimerkiksi 14-tuumaisten vanteiden kohdalla suurin tarvittava voima oli 73,4 kN ja pienin 23,2 kN. Voidaan kuitenkin päätellä, että vannekoolla on jonkin asteinen merkitys vanteen ja renkaan irrottamiseen tarvittavaan voimaan. Mittauksessa ei kiinnitetty huomiota renkaiden leveyteen tai profiiliin. Näilläkin tekijöillä saattaa olla merkitystä saman tuumakoon renkaiden irrottamiseen tarvittavaan voimaan. Kun verrataan 14-tuumaisten vahvistettujen ja vahvistamattomien renkaiden irrottamiseen tarvittuja voimia, huomataan, että vahvistettujen renkaiden irrotusvoiman keskiarvo on suurempi.

Taulukko 1. Renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittavan voiman keskiarvot.

Vanteen tuumakoko	F [kN]
13	45,8
14	47,0
15	51,6
16	69,0
14 (vahvistettu)	66,7

Mittaustulosten perusteella suurin rengaskoneen pääsylinteriltä vaadittava voima tavanomaisia renkaita käsiteltäessä oli 82,2 kN. Tämä voima tarvittiin 14-tuumaisen vanteen ja vahvistetun renkaan erottamiseen. Kun kaivinkoneen paineenrajoitusventtiilin avautuspaine on 160 bar, ja otetaan huomioon paluupuolen paine, jonka arvona käytetään arvoa 25 bar, sylinterin maksimivoima on 113,8 kN. Huomataan, että 16-tuumaisen vahvistetun renkaan irrottamiseen tarvittava voima oli ainoastaan 1,3 kN maksimivoimaa pienempi. Kaikkien rengaskoneella normaalisti käsiteltävien renkaiden irrottamiseen sylinterin voima sen sijaan riitti hyvin.

5. VAIHTOEHTOISEN SYLINTERIN MITOITUS

Tässä luvussa tarkastellaan mahdollisuutta muuttaa rengaskoneen pääsylinterin kokoa pienemmäksi, jotta sen liikenopeus kasvaisi. Nykyisen pääsylinterin männän halkaisija on 100 mm ja männänvarren 63 mm. Mitoituksen perustana käytetään sylinteriltä vaadittavaa voimaa, joka perustuu luvussa 4 esitetyn mittauksen tuloksiin.

Mittaustulosten perusteella suurin renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittava voima oli 82,2 kN, jos 16-tuumaista vahvistettua rengasta ei huomioida. Mitoitetaan vaihtoehtoinen sylinteri siten, että siltä saatavan voiman suuruus on vähintään 90 kN. Otetaan mitoituksessa huomioon myös sylinterin paluupuolen paine. Mittaustuloksia laskettaessa sylinterin häviöitä ei huomioitu, joten jätetään häviöt huomioimatta myös vaihtoehtoista sylinteriä mitoittaessa. Tällöin hydromekaaniselle hyötysuhteelle käytetään arvoa 1. Kaivinkoneen hydraulijärjestelmän maksimipaine on 160 bar, ja luvussa 4 esitellyn mittauksen perusteella sylinterin paluupaine oli 20–25 bar, joten käytetään laskuissa paluupuolen paineen arvoa 25 bar. Paineet 160 bar ja 25 bar vastaavat paineita 16,0 MPa ja 2,5 MPa.

Aloitetaan vaihtoehtoisen sylinterin mitoitus nurjahdustarkastelulla, jonka avulla selvitetään pienin mahdollinen männänvarren halkaisija sylinterille. Sylinterin iskunpituus on 900 mm, ja männänvarsi sekä sen kulutuskappale tulevat 230 mm yli sylinterin etupäädystä sylinterin ollessa ajettuna täysin sisään. Sylinteri on kiinnitetty rungostaan niveltapeilla, jotka ovat 500 mm etäisyydellä sylinterin etupäädystä. Tällä kiinnitystavalla sylinterin redusoitu pituus on kuvan 3 mukaan näiden pituuksien summa eli 1 630 mm. Männänvarren materiaali on teräs. Teräksen kimmokerroin on 210 GPa (Mäkelä et al. 2008, s. 151). Sijoittamalla männänvarren neliömomentin kaava (6) nurjahdusvoiman kaavaan (7) ja ratkaisemalla saatu yhtälö männänvarren halkaisijan suhteen saadaan kaava

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{64F_N C_n l_R^2}{\pi^3 E}}, \quad (14)$$

jolla voidaan laskea männänvarren vähimmäishalkaisija. Liikkuvalle kalustolle käytettävä varmuuskerroin on yleensä 2–4 (Kauranne et al. 2013, s. 205). Käytetään arvoa 4. Männänvarren minimihalkaisija voidaan nyt laskea, kun käytetään kaavassa (14) nurjahdusvoimana sylinteriltä vaadittua voimaa 90 kN. Kaavalla (14) minimihalkaisijan arvoksi saadaan 55,4 mm. Männänvarren halkaisijan tulee olla vähintään tämän suuruinen, jotta se kestäisi nurjahtamatta.

Pyritään ensisijaisesti valitsemaan vaihtoehtoisen sylinterin männälle ja männänvarrelle standardin mukaiset halkaisijat. Standardissa SFS-ISO 6022 määritetään mitat yksipuolisella männänvarrella varustetuille sylintereille, joiden nimellispaine on 250 bar (SFS-ISO

6022 2000). Tarkastellaan 250 bar nimellispaineen sylintereiden standardia, vaikka käytettävän hydraulijärjestelmän maksimipaine on 160 bar, koska rengaskonetta saatetaan käyttää kaivinkoneilla, joiden hydraulijärjestelmän maksimipaine on suurempi kuin 160 bar. Myös nykyisen pääsylinterin nimellispaine on 250 bar. Standardissa on määritelty sopivat männänvarren halkaisijat kullekin sylinterin halkaisijalle. Valitaan laskettua männänvarren minihalkaisijaa suurempi standardin mukainen halkaisija ja tarkistetaan, onko kyseisen männänvarrella varustetun sylinterin standardin mukainen männän halkaisija riittävä tuottamaan vaaditun voiman.

Taulukossa 2 on standardin SFS-ISO 6022 mukaiset sylinterin halkaisijat ja niissä käytettävät männänvarret, kun männänvarren halkaisija on 40–70 mm. Kullekin männän halkaisijalle on kaksi vaihtoehtoista varren halkaisijaa. (SFS-ISO 6022 2000)

Taulukko 2. Standardin SFS-ISO 6022 mukaiset männän ja männänvarren halkaisijat.

Männän halkaisija [mm]	Männänvarren halkaisija [mm]
63	40/45
80	50/56
100	63/70

Sylinterin tuottama voima voidaan laskea kaavalla (3), kun sijoitetaan siihen männän pinta-alan ja männän rengaspinta-alan laskukaavat. Edellä laskettiin männänvarren vähimmäishalkaisijaksi 55,4 mm. Valitaan taulukosta 2 männänvarren halkaisijaksi 56 mm, jolloin standardinmukainen männän halkaisija on 80 mm. Kaavalla (3) tällaisen sylinterin tuottamaksi voimaksi kaivinkoneen maksimipaineella saadaan 74,0 kN, mikä ei ole riittävän suuri rengaskoneen pääsylinterille.

Taulukosta 2 nähdään, että seuraava standardin mukainen halkaisija männänvarrelle on 63 mm ja männän halkaisijalle 100 mm. Nämä mitat vastaavat nykyistä pääsylinteriä, joten tarkasteltavan standardin mukaisia mittoja käyttämällä pääsylinterin kokoa ei voida pienentää. Markkinoilla on kuitenkin standardimitoista poikkeavia sylintereitä (Hydraulisyliinterit). Sylintereitä voidaan myös valmistaa halutuilla mitoilla, joten mitoitetaan vaihtoehtoinen sylinteri siten, että sallitaan mittojen poikkeaminen standardista SFS-ISO 6022.

Selvitetään seuraavaksi pienin mahdollinen männän halkaisija, jolla vielä saavutetaan sylinteriltä vaadittu voima. Sijoitetaan männän pinta-alan ja rengaspinta-alan laskukaavat kaavaan (3) ja ratkaistaan saatu yhtälö männän halkaisijan suhteen, jolloin voidaan määrittää pienin mahdollinen männän halkaisija. Saadaan seuraava kaava männän halkaisijan laskemiseen:

$$d_1 = \sqrt{\frac{F - p_{\text{lähtö}} \frac{1}{4} \pi d_2^2}{\frac{1}{4} \pi (p_{\text{tulo}} \eta_{hm} - p_{\text{lähtö}})}}. \quad (15)$$

Kaavassa (15) d_I on männän halkaisija [m]. Sijoitetaan kaavaan (15) voimaksi sylinteriltä vaadittu voima 90,0 kN. Männänvarren halkaisijaksi voidaan kuitenkin valita standardin mukainen 63 mm, mikä on myös nykyisen männänvarren halkaisija. Kaavalla (15) männän minimihalkaisijaksi saadaan 88,1 mm.

Vaihtoehtoisen sylinterin männän halkaisijaksi voidaan valita 90 mm ja männänvarren halkaisijaksi 63 mm. Tällöin vaihtoehtoisen sylinterin tuottama voima maksipaineella on kaavalla (3) laskettuna 93,7 kN. Tämä voima olisi riittänyt kaikkien mittauksessa käsiteltyjen renkaiden irrottamiseen, jos 16-tuumaista vahvistettua rengasta ei edelleenkään huomioida. Kyseisen voiman voidaan katsoa olevan riittävän suuri rengaskoneen pääsylinterille.

6. SYLINTEREIDEN VERTAILU

Luvussa 5 mitoitettiin rengaskoneen pääsylinterille vaihtoehtoinen sylinteri. Tässä luvussa vertaillaan vaihtoehtoista ja nykyistä pääsylinteriä rengaskoneen hydraulikan kehityskohteen eli liikenopeuden näkökulmasta, kun kaivinkoneen hydraulijärjestelmän tuottama tilavuusvirta on 30 l/min. Luvussa tarkastellaan myös sylintereiltä saatavia voimia ja differentiaalikytkennän vaikutusta sylintereiden ominaisuuksiin.

Sylinterin liikenopeus voidaan laskea kaavalla (4). Plusliikkeen liikenopeutta laskettaessa työtä tekevä kammio on pluskammio, joten kaavan (4) pinta-ala on männän pinta-ala. Vastaavasti miinusliikkeen liikenopeus voidaan laskea sijoittamalla männän rengaspinta-ala kaavaan (4). Liikenopeuksien laskemista varten kaivinkoneen hydraulipumpun tuotto muutetaan yksikköön m^3/s . Tilavuusvirta 30 l/min vastaa tilavuusvirtaa $5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. Sylinterin liikenopeus differentiaalikytkennällä voidaan laskea kaavalla (12). Sylinterin iskunpituus on 900 mm, ja plusliikkeeseen kuluva aika voidaan laskea jakamalla iskunpituus liikenopeudella. Taulukossa 3 on nykyisen ja vaihtoehtoisen sylinterin plus- ja miinusliikkeiden liikenopeudet sekä plusliikkeen liikenopeus pikaliikkeellä. Lisäksi taulukossa on liikkeiden kestoajat.

Taulukko 3. Sylintereiden liikenopeudet ja liikkeiden kestoajat

	Nykyinen sylinteri	Vaihtoehtoinen sylinteri
Plusliikkeen liikenopeus [m/s]	0,064	0,079
Plusliikkeen liikenopeus pikaliikkeellä [m/s]	0,160	0,160
Miinusliikkeen liikenopeus [m/s]	0,106	0,154
Plusliikkeen kesto aika [s]	14,1	11,3
Plusliikkeen kesto aika pikaliikkeellä [s]	5,6	5,6
Miinusliikkeen kesto aika [s]	8,5	5,8

Taulukosta 3 nähdään, että plusliikkeen liikenopeus nykyisellä sylinterillä on 0,064 m/s ja vaihtoehtoisella sylinterillä 0,079 m/s. Tämä tarkoittaa 2,8 s lyhyempää kesto aikaa vaihtoehtoisen sylinterin plusliikkeelle. Kesto aika ei ole oleellisesti suurempi, kun huomioidaan vielä, että rengasta ja vannetta erotettaessa sylinterin koko iskunpituutta ei yleensä tarvitse hyödyntää. Taulukosta huomataan myös, että pikaliikkeellä sylintereiden liikenopeudet ovat yhtä suuret. Tämä johtuu siitä, että sylintereiden männänvarsilla on sama halkaisija, ja kaavan (12) mukaan liikenopeus differentiaalikytkennällä riippuu pumpun tuottamasta tilavuusvirrasta ja männänvarren pinta-alasta. Differentiaalikytkentää hyödyntämällä nykyisen sylinterin liikenopeus kasvaa 150 %, mikä tarkoittaa liikkeen kesto ajan lyhenemistä 8,5 sekunnilla. Tämä on jo huomattava parannus sylinterin toivotua hitaampaan liikenopeuteen.

Liikenopeuksien vertailun perusteella suurin vaikutus pääsylinterin nopeuteen saadaan vaihtoehtoisella sylinterillä differentiaalikytkennällä. Tällöin myös miinusliikkeen liikenopeus kasvaa nykyiseen sylinteriin verrattuna. Pelkän differentiaalikytkennän lisääminen nykyiseen sylinteriin ei vaikuta miinusliikkeen liikenopeuteen, mutta plusliikkeen liikenopeuteen tulee huomattava parannus. Rengaskoneen hydrauliiikan tärkein kehityskohde on pääsylinterin plusliikkeen liikenopeus, joten differentiaalikytkennän lisäämisen nykyiseen sylinteriin voidaan katsoa olevan hyvä ratkaisu halutun kehityksen näkökulmasta.

Nykyisen pääsylinterin maksimivoima on 113,8 kN ja vaihtoehtoisen sylinterin 93,7 kN. Nykyisellä sylinterillä voidaan saavuttaa suurempi voima kuin vaihtoehtoisella sylinterillä, joten nykyisellä sylinterillä voidaan tarvittaessa varmemmin käsitellä myös enemmän voimaa vaativia renkaita. Esimerkiksi luvussa 4 esitellyssä mittauksessa mitattiin 16-tuumaisen kevytkuorma-auton renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittava voima, jonka suuruudeksi saatiin 112,5 kN. Vaihtoehtoisen sylinterin maksivoima ei olisi riittänyt tälle renkaalle. Maksimivoimien vertailun perusteella sylinterin vaihtaminen pienempää ei saatavien voimien kannalta ole hyvä ratkaisu.

Pikaliikettä käytettäessä tulee huomioida, että differentiaalikytkentä pienentää sylinteriltä saatavaa voimaa. Sylinterin voima differentiaalikytkennällä voidaan laskea kaavalla (13). Sylintereiltä saatavat voimat differentiaalikytkennällä ovat yhtä suuret, koska molempien männänvarren halkaisija on 63 mm. Kaavalla (13) sylintereiden voimaksi differentiaalikytkennällä saadaan 49,9 kN. Liitteen B taulukosta huomataan, että tämä voima riittää joidenkin renkaiden ja vanteiden erottamiseen. Voima on kuitenkin liian pieni rengaskoneen pääsylinterille, koska se ei riitä kaikille rengaskoneella normaalisti käsiteltäville renkailla. Jos sylinterin käytössä hyödynnetään differentiaalikytkentää, kytkennässä tulee olla myös mahdollisuus paluuvirtauksen ohjaamiseen paluulinjaan pluskammion sijasta, jotta tarvittaessa voidaan hyödyntää sylinterin maksimivoimaa.

7. YHTEENVETO

Tärkeimmät hydraulisylinterin liikenopeuteen vaikuttavat tekijät ovat sylinterin teholliset pinta-alat sekä sylinterille tuotu tilavuusvirta. Liikenopeuden kasvattaminen vaatii tehollisen pinta-alan pienentämistä tai tilavuusvirran kasvattamista. Vakiotilavuusvirralla liikenopeutta voidaan kasvattaa valitsemalla pienempi sylinteri. Sylinteriltä saatavaan voimaan puolestaan vaikuttavat sen teholliset pinta-alat ja järjestelmän maksimipaine. Voima kasvaa tehollisen pinta-alan kasvaessa tai paineen kasvaessa, joten sylinteriä pienentämällä myös sylinteriltä saatava voima pienenee.

Differentiaalikytkennällä kaksitoimisen yksipuolisella männänvarrella varustetun sylinterin liikenopeutta voidaan kasvattaa siten, että järjestelmän tuottamaa tilavuusvirtaa ei kasvateta tai sylinterin kokoon ei tehdä muutoksia. Differentiaalikytkennässä sylinteristä poistuva tilavuusvirta ohjataan järjestelmän paluulinjan sijaan sylinterille menevään painelinjaan. Tällöin poistuva tilavuusvirta yhdistyy järjestelmän tuottamaan sylinterille menevään tilavuusvirtaan, ja sylinterille tuleva kokonaistilavuusvirta kasvaa.

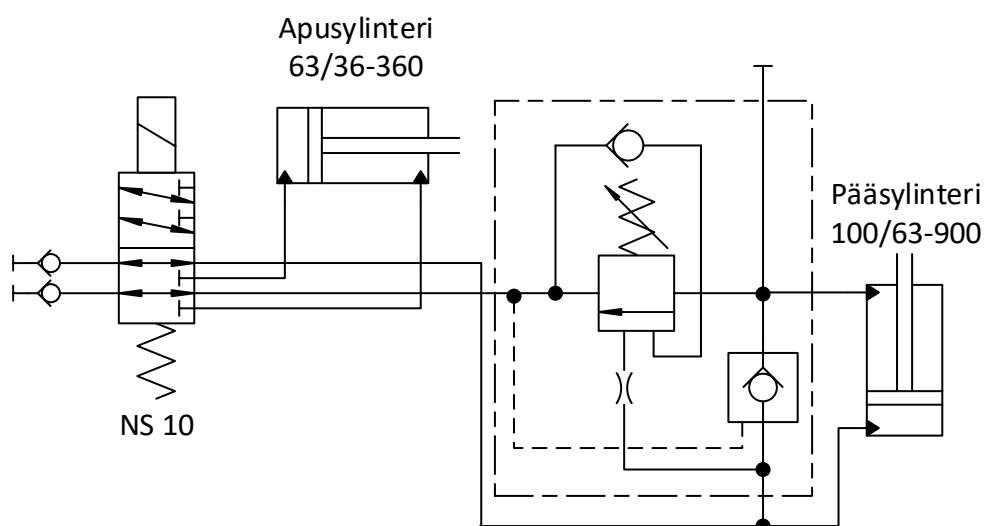
Renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittava voima selvitettiin mittaamalla rengaskoneen sylinterin paineita renkaita käsiteltäessä. Mittaustulosten perusteella mitoitettiin vaihtoehtoinen sylinteri rengaskoneen pääsylinteriksi. Standardin SFS-ISO 6022 mukaisilla mitoilla sylinteri ei ole mahdollista pienentää, joten männän halkaisija valittiin standardin ulkopuolelta. Vaihtoehtoisen sylinterin männän halkaisijaksi valittiin 90 mm ja männänvarren halkaisijaksi 63 mm. Nykyisellä pääsylinterillä vastaavat halkaisijat ovat 100 mm ja 63 mm.

Nykyisen ja työssä mitoitetun vaihtoehtoisen sylinterin liikenopeuksia vertaamalla todettiin, että liikenopeus ei ole vaihtoehtoisella sylinterillä niin paljoa suurempi, että sylinteri kannattaisi vaihtaa. Nykyisen sylinterin säilyttämistä puoltaa myös se, että vaihtoehtoisen sylinterin maksimivoima on pienempi kuin nykyisen sylinterin. Sylinteriltä vaaditun voiman mittauksen tuloksista havaittiin, että renkaan ja vanteen erottamiseen tarvittava voima kasvaa rengaskoon kasvaessa. Lisäksi vahvistettujen renkaiden irrottamiseen tarvittava voima on suurempi kuin vahvistamattomien renkaiden. Nykyisellä sylinterillä pystytään siten vastamaan paremmin romutettavien autojen rengaskoon kasvuun sekä tarpeeseen käsitellä erikoisrenkaita kuten paketti- ja maastoautojen renkaita.

Sen sijaan, että rengaskoneen pääsylinteri vaihdetaan pienempään, ehdotetaan differentiaalikytkennän hyödyntämistä nykyisessä sylinterissä. Ilman differentiaalikytkentää nykyisen sylinterin liikenopeus on 0,064 m/s ja differentiaalikytkennällä 0,160 m/s. Sylinterin maksimivoima pienenee differentiaalikytkentää käytettäessä, joten rengaskoneen hydraulijärjestelmässä tulee olla mahdollisuus käyttää sylinteriä myös ilman differentiaa-

likytkentää. Tästä syystä ehdotetaan paineohjatun pikaliikeventtiilin lisäämistä järjestelmään. Kyseisellä venttiilillä sylinteriä käytetään pikaliikkeellä, kunnes paine sylinterissä nousee pikaliikeventtiilin asetuspaineen tasolle. Tällöin venttiili ohjaa sylinterin paluuvirtauksen sylinterin painelinjan sijaan järjestelmän paluulinjaan ja sylinterillä saavutetaan suurempi voima, kuin pikaliikkeellä. Paineohjattua pikaliikeventtiiliä käytettäessä differentiaalikytkentää ei tarvitse manuaalisesti vaihtaa sylinterin normaaliin käyttöön, kun voimaa tarvitaan pikaliikkeellä saatavaa voimaa enemmän.

Kuvassa 11 on hydraulikaavio rengaskoneen hydraulijärjestelmästä, johon on lisätty kuvan 7 paineohjattua pikaliikeventtiiliä vastaava venttiili. Pikaliikeventtiilin asentaminen onnistuu kohtuullisella vaivalla. Asentamiseen sisältyy venttiilin kiinnittäminen rengaskoneen runkoon, venttiilin kytkeminen hydraulijärjestelmään ja venttiilin asetuspaineen säätäminen, jos hankittavassa venttiilissä on asetuspaineen säätömahdollisuus kuten kuvan 11 kaavion venttiilissä. Venttiilin lisäksi tulee hankkia kytkennässä tarvittavat letkut ja liittimet.



Kuva 11. Rengaskoneen hydraulikaavio pikaliikeventtiilillä

Työn lopputuloksena saatiin ehdotus rengaskoneen hydrauliiikan kehittämiseksi. Työtä tehtäessä saatiin myös selvitettyä, minkä suuruisia voimia renkaiden ja vanteiden erottamiseen tarvitaan työssä tarkasteltavalla rengaskoneella. Näitä tietoja voidaan hyödyntää esimerkiksi vastaavanlaisia laitteita suunniteltaessa tai rengaskonetta edelleen kehitettäessä. Työn tekemisen aikana laadittiin myös hydraulikaavio rengaskoneen nykyisestä hydraulijärjestelmästä sekä kaavio, joka sisältää asennettavaksi ehdotetun pikaliikeventtiin.

LÄHTEET

- Barber, M.J. (1986). Handbook of power cylinders, valves and controls, 1st ed., Trade & Technical Press, Morden, 364 p.
- Chapple, P. (2014). Principles of Hydraulic Systems Design, Second Edition, Momentum Press, New York, 292 p.
- Henke, R.W. (1970). Introduction to fluid power circuits and systems, Addison-Wesley, Reading, MA, 273 p.
- Holzbock, W.G. (1968). Hydraulic power and equipment, Industrial press, New York, 310 p.
- Hunt, T. & Vaughan, N. (1996). Hydraulic handbook, 9th ed., Elsevier Advanced Technology, Oxford, 742 p.
- Hydraulisyylinterit, Pikapaja, 40 s. Saatavissa: <http://www.pikapaja.fi/sylinterit.php>
- Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. (2013). Hydrauliteknikka, 2. uud. p., Sanoma Pro, Helsinki, 496 s.
- Kierrätysjärjestelmä, Suomen Autokierrätys, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 16.10.2018): <https://www.autokierratys.fi/kuluttajille/kierratysjarjestelma>
- Meerkamm, H. (2014). Technical pocket guide, 1st ed., Schaeffler, Herzogenaurach, 695 p.
- Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö, J. (2008). Tekniikan kaavasto: matematiikan, fysiikan, kemian ja lujuusopin peruskaavoja sekä SI-järjestelmä, 6. uud. p., Tammertekniikka, Tampere, 208 s.
- Mäkinen, R. (1977). Hydrauliiikka. 1, Otava, Helsinki, 203 s.
- Parr, A. (2011). Hydraulics and Pneumatics, 3rd ed. Butterworth-Heinemann, 248 p.
- Pippenger, J.J. (1984). Hydraulic valves and controls: selection and application, Dekker, New York, 256 p.
- Popescu, T.C., Popescu, A.I. & Marinescu, A. (2016). Considerations on Flow Regeneration Circuits and Hydraulic Motors Speed Variation at Constant Flow, Hidraulica, (1), pp. 21–29.

Regenerative Valve Technical Datasheet, Oleodinamica Marchesini, 14.1, 2 p. Saatavissa: <http://www.oleodinamicamarchesini.com/prodotto.php?prodID=117>

Salmi, T. & Pajunen, S. (2010). Lujuusoppi, Pressus, Tampere, 462 s.

SFS-ISO 5598 (2000). Hydrauliiikka ja pneumatiikka. Sanasto (fi en sv), Suomen Standardoimisliitto, Helsinki, 84 s.

SFS-ISO 6022 (2000). Hydrauliiikka ja pneumatiikka. Sylinterit yksipuolisella männänvarrella. 250 bar sarja, Suomen standardoimisliitto, Helsinki, 6 s.

Wolansky, W. & Akers, A. (1990). Modern hydraulics: the basics at work, Macmillan, Singapore, 262 p.

Yeaple, F. (1984). Fluid power design handbook, Dekker, New York, 614 p.

LIITE A: MITTAUSPÖYTÄKIRJA

Mittauspöytäkirja 15.10.2018		
Max paine 160 bar		
1 bar = 0,1 MPa		
C = vahvistettu rengas		
vannekoko	huippupaine [bar]	paluupaine [bar]
13	72,7	22,5
13	70,3	22,5
13	72,7	25,0
13	88,8	25,0
13	67,6	22,5
13	62,4	22,5
14	108,5	25,0
14	86,9	25,0
14	75,0	22,5
14	43,1	22,5
14	71,2	22,5
14	58,5	22,5
15	104,6	25,0
15	75,0	25,0
15	75,9	25,0
15	78,7	20,0
15	63,4	22,5
15	80,8	22,5
16	97,0	20,0
16	100,1	20,0
16	101,3	22,5
16	97,9	20,0
16	95,4	22,5
16	110,4	20,0
14C	84,1	22,5
14C	97,0	25,0
14C	116,7	20,0
14C	109,2	22,5
14C	86,1	22,5
14C	96,5	20,0
16C	155,3	20,0

LIITE B: MITTAUSTULOKSET

A ₁ [m ³]	0,00785			
A ₂ [m ³]	0,00474			
A ₃ [m ³]	0,00312			
vanneko	huippupaine [bar]	paluupaine [bar]	F [N]	F [kN]
13	72,7	22,5	46441	46,4
13	70,3	22,5	44556	44,6
13	72,7	25	45257	45,3
13	88,8	25	57902	57,9
13	67,6	22,5	42435	42,4
13	62,4	22,5	38351	38,4
14	108,5	25	73374	73,4
14	86,9	25	56409	56,4
14	75,0	22,5	48247	48,2
14	43,1	22,5	23193	23,2
14	71,2	22,5	45263	45,3
14	58,5	22,5	35288	35,3
15	104,6	25	70311	70,3
15	75,0	25	47063	47,1
15	75,9	25	47770	47,8
15	78,7	20	52337	52,3
15	63,4	22,5	39137	39,1
15	80,8	22,5	52803	52,8
16	97,0	20	66710	66,7
16	100,1	20	69145	69,1
16	101,3	22,5	68903	68,9
16	97,9	20	67417	67,4
16	95,4	22,5	64269	64,3
16	110,4	20	77234	77,2
14C	84,1	22,5	55394	55,4
14C	97,0	25	64342	64,3
14C	116,7	20	82182	82,2
14C	109,2	22,5	75108	75,1
14C	86,1	22,5	56965	57,0
14C	96,5	20	66317	66,3
16C	155,3	20	112499	112,5